

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главн. инженер проекта
КО РС ПАО НКМЗ, Краматорск;
Г.С. СУКОВ, к.э.н., ген. директор ПАО НКМЗ;
М.Г. СУКОВ, начальник производства ПАО НКМЗ

АНАЛИЗ ОСЕВЫХ СИЛ, ВОЗНИКАЮЩИХ НА ГИБКОМ КОЛЕСЕ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

При проектировании крупных волновых зубчатых передач в тяжелом машиностроении, крайне важно учитывать осевые силы, возникающие в кинематических парах при взаимодействии гибкого колеса с сопряженными звеньями. В статье приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований осевых сил, действующих на гибкое колесо со стороны дискового генератора волн.

При проектуванні великих хвильових зубчатих передач у важкому машинобудуванні, надто важливо враховувати осеві сили, що виникають у кінематичних парах при взаємодії гнучкого колеса зі сполученими ланками. У статті наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень осевих сил, що діють на гнучке колесо з боку дискового генератора хвиль.

At projection of large wave gears in heavy machine industry, it is the extremely important to consider the axial forces arising in kinematic pairs at interaction of a flexible sprocket with interfaced links. In a paper results theoretical and experimental researches of the axial forces operating on a flexible gear from the disk generator of waves are reduced.

В серийно выпускаемых волновых редукторах осевые силы имеют небольшие значения и не оказывают заметного влияния [1-3]. В тяжелом машиностроении используются крупные волновые редукторы с нагрузочными моментами до $5 \cdot 10^5$ Н·м и более, где осевые силы нельзя не учитывать при проектировании. Осевые силы возникают в кинематических парах, образованных дисками генератора волн и гибким колесом по причине низкой крутильной жесткостью гибкого колеса, асимметричной нагрузки генератора волн, отклонения осей дисков от параллельности оси волновой передачи, люфтов в элементах конструкции генератора волн.

Гибкое колесо 1 установлено на ступице 8 выходного вала на шлицах и закреплено шайбами 9 и болтами 2, с постоянным моментом затяжки, контролируемым динамометрическим ключом. Осевые силы определялись тензометрией болтов 2 и упругих втулок 3 (рисунки 1-3), расположенных по обе стороны ступицы.

Тензорезисторы 6 смонтированы на противоположных лысках болтов 2, соединены последовательно и включены в одно рабочее плечо полумоста тензоусилителя. Аналогично установлены тензорезисторы 7 на втулках 3. Тензорезисторы 6, 7 ориентированы в радиальном направлении с отклонением осей не более $1,5-2^\circ$. Нулевая отметка угловой координаты генератора волн ($\varphi=0$) фиксируется на осциллограмме при пересечении большой оси генератора с осью болта.

Тарировка тензорезисторов выполняется до испытаний и после. Осевые силы прикладывались к болтам и втулкам, в пределах $0 \div 5000$ Н, с интервалом 500 Н. Осциллография проводилась одновременно для всех болтов и втулок на два осциллографа при нагрузочных моментах $M_2 = (0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; 5,0) \times 10^5$ Н·м и

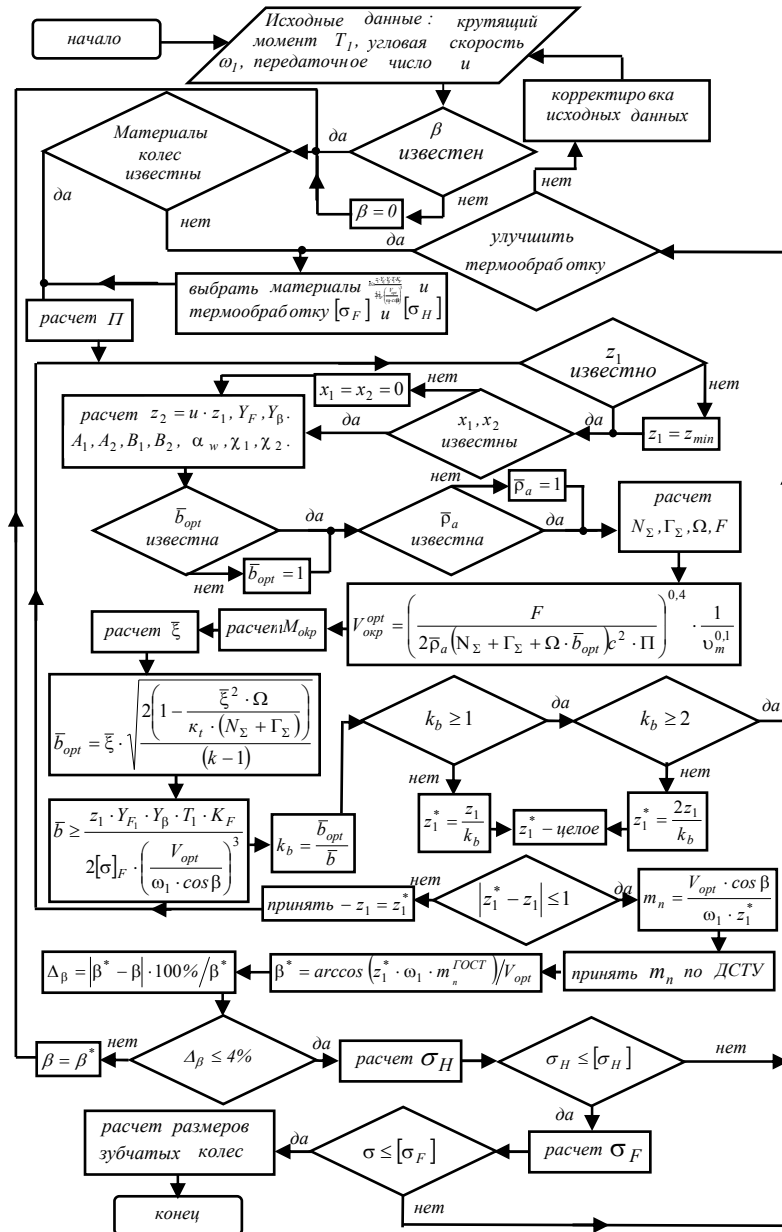


Рисунок 3 – Алгоритм синтеза зубчатой передачи

Поступила в редакцию 31.05.12

частоте вращения генератора волн $\omega_1 = 5,24 \text{ с}^{-1}$. По каждому значению нагрузочного момента записывается шесть осциллограмм тензорезисторов для двенадцати оборотов генератора волн.

Для расшифровки осциллограмм нагрузки контрольного болта и упругой втулки выполняется деление полного угла оборота генератора волн 2π на удвоенное количество крепежных болтов n , $\Delta\varphi = \frac{2\pi}{2n}$. Для каждого угла φ_k , соответствующего расположению большой оси генератора волн относительно k -го болта, определяется значение ординат y_k и y'_k (рисунок 3, а, б), $\varphi_k = \frac{2\pi}{n} \cdot k$, где k – порядковый номер болта.

Напряжения в сечении k -го болта $\sigma_k = \varepsilon_k \cdot E$, где ε_k – относительное удлинение болта по результатам осциллографирования.

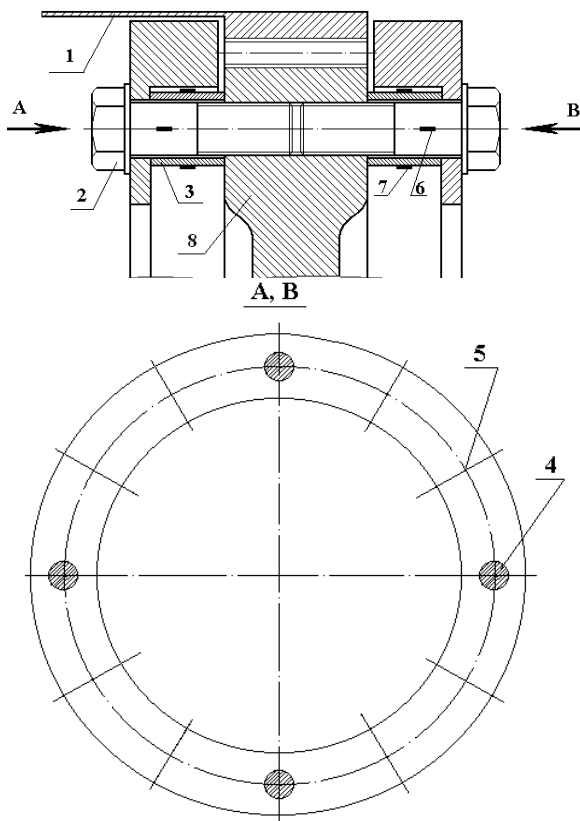


Рисунок 1 – Сопряжение гибкого колеса со ступицей выходного вала редуктора: 1 – гибкое колесо; 2 – болт; 3 – упругая втулка; 4 – отверстия с тензометрическими болтами и втулками; 5 – свободные отверстия; 6, 7 – тензорезисторы; 8 – ступица выходного вала

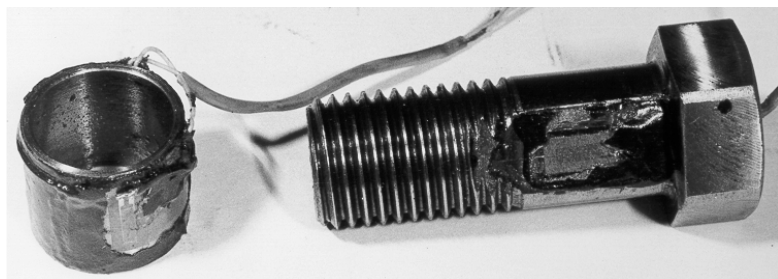


Рисунок 2 – Болт и упругая втулка с изоляцией тензорезисторов маслостойким покрытием

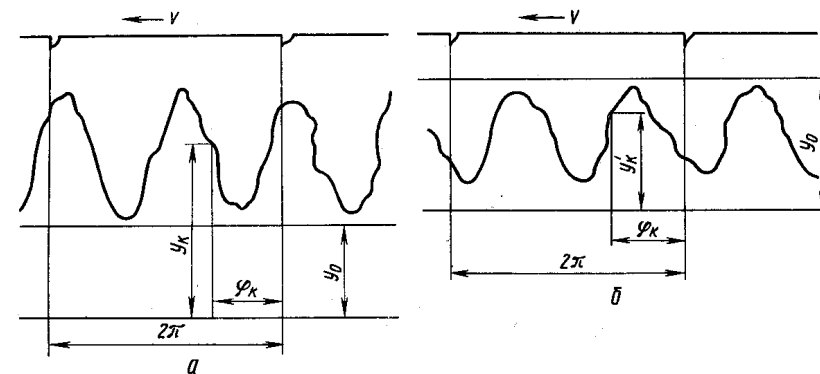


Рисунок 3 – Участки осциллограмм нагрузки: а – болтов; б – упругих втулок

Определяется растягивающее усилие P_{k0} , действующее на k -й болт

$$P_{k0} = \sigma_k \cdot F = E \cdot \varepsilon_k \left[\frac{\pi D^2}{4} - \frac{8}{3} h \sqrt{h(D-h)} \right], \quad (1)$$

где F – площадь сечения болта под тензодатчиками; D – диаметр болта; h – высота лыски для наклейки тензорезисторов.

При затяжке болтов момент на ключе M_{KL} определяется по приближенной формуле

$$M_{KL} \approx 0,20 \cdot Q_0 \cdot d,$$

где Q_0 – усилие затяжки, действующее на болт; d – наружный диаметр резьбы.

Напряжение затяжки $\sigma_{зам} = (0,4 \div 0,6) \sigma_T$. Для стали 40ХА, $\sigma_T = 800 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_{зам} = 320 \text{ Н/мм}^2$, определяется величина силы затяжки Q_0

$$Q_0 = \sigma_{зам} \cdot F_1, \quad (2)$$

где F_1 – площадь поперечного сечения болта по резьбе.

Растягивающая сила в гибком колесе меньше суммарной силы затяжки болтов и стык не раскрыт. С достаточной для эксперимента точностью считаем ступицу 8 и шайбу 9 абсолютно жесткими. В этом случае сумма Δ_k удлинения болта и укорочения втулки остается неизменной до раскрытия стыка (рисунок 1)

$$\Delta_k = \frac{P_{k0} \cdot l}{E \cdot F} + \frac{P_{b0} \cdot h}{E \cdot F_1}, \quad (3)$$

где P_{b0} – сжимающее усилие, действующее на упругую шайбу; F – площадь поперечного сечения упругой втулки.

Сумма Δ_k равна сумме Δ_0 начальных величин удлинения болта и укорочения упругой втулки при затяжке соединения, когда отсутствует внешнее усилие, $P_k = 0$

$$\Delta_0 = \frac{Q_0 \cdot l}{E \cdot F} + \frac{Q_0 \cdot h}{E \cdot F_1}. \quad (4)$$

Внешняя сила P_k , действующая на резьбовое соединение в области k -го болта, равна разности растягивающей силы P_{k0} и сжимающей P_{b0}

$$P_k = P_{k0} - P_{b0}. \quad (5)$$

Из равенства величин Δ_k и Δ_0 и условий (3), (4) получим выражение для определения величины силы затяжки k -го болта

$$Q'_0 = \frac{P_{k0} \cdot l \cdot F_1 + P_{b0} \cdot h \cdot F}{l \cdot F_1 + h \cdot F}. \quad (6)$$

С помощью выражения (6) выполняется контроль величины усилия затяжки болтов. Определяются сжимающие напряжения в K -й упругой втулке

$$\sigma_{bk} = \varepsilon_{bk} \cdot E, \quad (7)$$

где ε_{bk} — относительное удлинение k -й упругой втулки, определяется по результатам осциллографии.

Сжимающая сила, действующая на k -ю упругую втулку

$$P_{b0} = \sigma_{bk} \cdot F = \varepsilon_{bk} \cdot E \cdot F, \quad (8)$$

где F — площадь поперечного сечения упругой.

Выборка значений y_k и y'_k осциллограммы производится для всех углов $\varphi = \varphi_k = \frac{2\pi}{n} \cdot K$, где $K=1, 2, \dots, n$; n — число крепежных болтов.

По формулам (1), (8) и (5) определяется внешняя сила P_k , действующие на k -й болт. Полученные по формуле (5) значения внешних сил P_1, P_2, \dots, P при фиксированном угле φ — суммируются, и определяется текущее значение осевой силы P_i на гибком колесе $P_i = \sum_{k=1}^n P_k$.

После обработки осциллограмм, значения силы P_i усредняются для двенадцати оборотов генератора, при постоянном нагрузочном моменте редуктора M_2 и одинаковой угловой координате большой оси генератора волн, с периодом 2π , $\tilde{P}_i = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} P_i$.

Ошибки полученных результатов можно установить по результатам опытных данных. Основную долю погрешности вносит принятое допущение об абсолютной жесткости ступицы и удерживающего кольца в резьбовом соединении. Относительная погрешность, вводимая принятым допущением абсолютной жесткости ступицы и удерживающего кольца

$$A_X = \left| \frac{Q_0 - Q'_0}{Q_0} \right| \cdot 100\%. \quad (9)$$

Относительная погрешность измерения осевого растягивающей силы вызвана принятым условием абсолютной жесткости ступицы гибкого колеса и удерживающей шайбы. Это условие не вносит заметной погрешности при

обработке результатов измерений, т.к. податливость ступицы и шайбы слишком мала по сравнению с податливостью болта и упругой втулки. Сила затяжки резьбового соединения связана линейным выражением с измеряемой осевой силой в гибком колесе, что следует из выражений (3), (4), (5),

$$P_k = \frac{(Q_0 - P_{b0})(lF_1 + hF)}{l \cdot F_1}. \quad (10)$$

По результатам измерений построены графические зависимости осевой силы на гибком колесе от величины нагрузочного момента для крупных волновых зубчатых редукторов привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 объемом 160м³, массой загружаемой руды 220т, и поворота передвижного миксера МП-600АС грузоподъемностью 600 тонн расплавленного металла (рисунок 4).

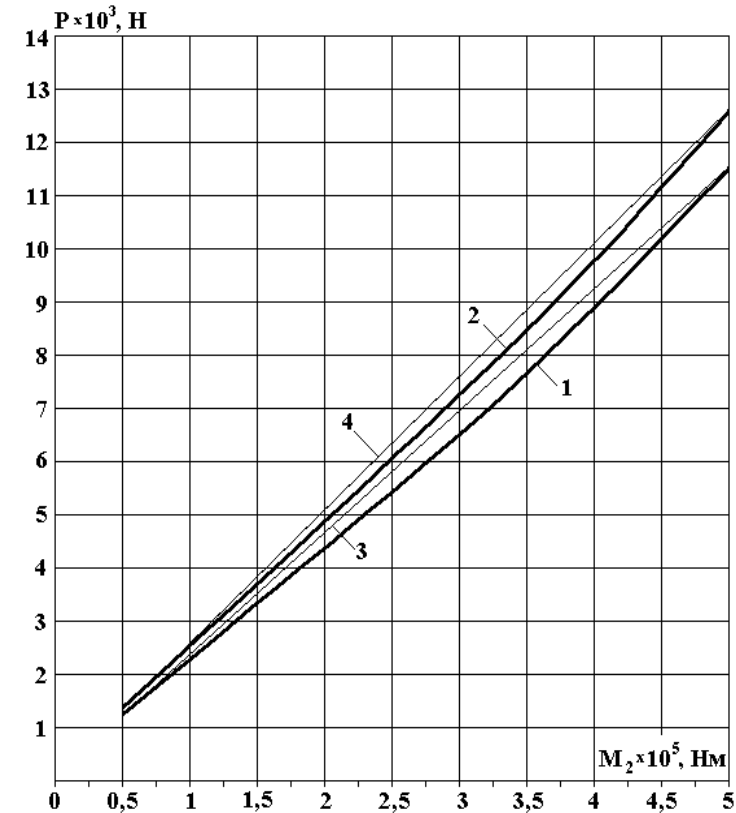


Рисунок 4 — Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 на гибком колесе: 1, 3 — получены экспериментально и теоретически, соответственно, для редуктора наклона передвижного миксера МП 600АС; 2, 4 — получены экспериментально и теоретически, соответственно, для редуктора перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500

При нагрузочном моменте $M_2=5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ величина осевой растягивающей силы, действующей на гибкое колесо редуктора *миксера*, составляет $P_{k1}=1,15 \cdot 10^3 \text{ Н}$; при том же нагрузочном моменте редуктора *мельницы*, осевая сила на гибком колесе составляет $P_{k2}=1,27 \cdot 10^3 \text{ Н}$. С увеличением нагрузочного момента, осевые силы в волновой передаче также увеличиваются. При $M_2=5,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, осевая растягивающая сила на гибком колесе редуктора *миксера* равна $P_{k1}=1,12 \cdot 10^4 \text{ Н}$, при том же нагрузочном моменте, на редукторе *мельницы* осевая растягивающая сила на гибком колесе $P_{k2}=1,25 \cdot 10^4 \text{ Н}$. Расхождение результатов полученных экспериментально и теоретически не превышает 3%.

Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований осевых сил в волновых редукторах рудоразмольной мельницы *МГР5500×7500* и поворота миксера *МП-600АС* не превышает 6%, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Источником осевых сил в волновой передаче являются кинематические пары, образованные дисками генератора волн и гибким колесом. Конструкция генератора волн не обеспечивает строгой параллельности осей дисков с общей осью волновой передачи. Перекос осей дисков генератора волн, формирует подобие фрикционной винтовой пары с малым шагом винта: генератор – гибкое колесо. Вращение ведущего вала вызывает винтовые движения генератора, который "ввинчивается" в гибкое колесо с осевой силой P , пропорциональной нагрузочному моменту M_2 . Осевая сила, вызванная винтовым движением генератора волн, воспринимается гибким колесом. Как показали исследования, в крупных волновых редукторах осевые силы имеют большие значения, их величину необходимо определять и учитывать в процессе проектирования.

Для снижения осевых сил в крупных волновых передачах, необходимо:

- исключить "плавающую" установку генератора волн и закрепить его на подшипниковых опорах;
- исключить "верчение" дисков относительно опор;
- устранить осевые люфты генератора волн и гибкого колеса;
- установить между дисками и гибким колесом промежуточное кольцо из антифрикционного материала, например бронзы;
- в зону контакта дисков с гибким колесом подвести принудительную смазку с высокими антифрикционными свойствами.

Это минимизирует перекося осей дисков, снижает амплитуду винтового движения дисков генератора волн, существенно уменьшает осевые силы, которые при наличии зазоров, люфтов и больших, вращающихся массах, установленных с эксцентриситетом, приобретают ударный характер. Уменьшение сил трения в кинематических парах "диски-гибкое колесо", снижает осевые силы и энергетические потери процесса волнообразования, понижают износ дисков.

Список литературы. 1. Калюский В.Г. Составляющие осевых сил в волновой передаче // Волновые зубчатые передачи и механизмы: Сб. тр. – М.: МИСИ им. В.В. Куйбышева, 1985. – С.95-98. **2.** Волков Д.П., Крайнев А.Ф., Гузенков В.П. Исследование распределения нагрузок по элементам волновой передачи кранового механизма поворота // Строительные и дорожные машины, экскаваторы и строительные краны – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. – Вып.3. – С.27-32. **3.** Шувалов С.А., Паршин Ю.М. Нагрузка на генератор волновой зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. – 1971. – №12. – С.19-23.

Поступила в редколлегию 04.05.12

Ю.В. СТРЕЛЬНИКОВ, аспирант каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

РАЗРАБОТКА МЕТОДА СИЛОВОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Разработан метод силового расчета зубчатого зацепления с промежуточными телами качения, выполненными в виде тонкостенных цилиндрических роликов, причем сопряжения зубьев с роликами образуют выпукло-вогнутые контакты поверхностей близкой по величине кривизны, что делает невозможным использование решения классической контактной задачи Герца.

Розроблено метод силового розрахунку зубчастого зацеплення із проміжними тілами качення виконаними у вигляді тонкостінних циліндричних роликів, причому сполучення зубів з роликами утворюють опукло-увігнуті контакти поверхонь близької по величині кривизни, що унеможливило використання рішення класичного контактної задавання Герца.

The method of power calculation of a meshing with intermediate bodies of a rolling executed in the form of thin-walled cylindrical rollers is developed, and interfaces of teeth to rollers organize is convex-concave contacts of surfaces of close curvature on magnitude that does impossible use of the decision of a classical contact problem of Hertz.

Задача распределения усилий в зоне контакта упругих поверхностей с плоским или профильным штампом хорошо изучена и детально разработана выдающимися учёными Мухомелишвили Н.И. [1], Тимошенко С.П. [2], Лурье А.И. [3] и др. Она решается в общем виде интегрированием уравнения равновесия по границе контактирующих тел, в результате чего определяется распределение усилий в зоне контакта. Это решение пригодно для контактирующих поверхностей с различной по величине или противоположной по знаку кривизны.

Целью исследования является определение упругих деформаций промежуточных тел качения, выполненных в форме тонкостенных цилиндров, решение контактной задачи тел близкой по величине разномённой кривизны, применительно к условиям зацепления передач с промежуточными телами качения.

Одной из основных задач зацепления высших кинематических пар является установление оптимальных условий контакта сопряжённых звеньев. В передачах с промежуточными телами качения эта задача решается подбором близких по величине радиусов роликов и вогнутых цилиндрических поверхностей зубьев.

Комплексные потенциалы Мухомелишвили при нагрузке полуплоскости или упругого цилиндра выражаются формулами:

$$\Phi(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_a^b \frac{N(x) + iT(x)}{x - z} dx; \quad (1) \quad \Phi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_{t_1}^{t_2} \frac{N(t) + iT(t)}{x - z} dt + B_0. \quad (2)$$

В уравнении (1) параметры a, b определяют линию контакта между точками A и B (рисунок 1), а в уравнении (2) комплексные переменные t_1, \dots, t_n определяют дугу контакта между точками A и B . Постоянная B_0 представляет величину $\Phi(z)$ в бесконечности и не зависит от переменной z . Функции $N(t)$ и $T(t)$ означают соответственно нормальные и касательные напряжения на линии контакта.